

Locally resonant 型音響メタマテリアルによる透過音の低減

関西大学 環境都市工学部 建築学科

建築環境工学第 I 研究室

建 20-0015 上田 航大

指導教官 豊田 政弘 教授

目次

第1章 序論.....	1
1.1 研究背景.....	1
1.2 既往研究.....	3
1.2.1 音波の伝搬挙動.....	4
1.2.2 材料の遮音特性.....	6
1.2.3 Locally resonant 型音響メタマテリアル(LRAMM).....	7
1.2.4 スタブによる音響透過損失への影響.....	9
1.3 研究目的.....	12
第2章 数値実験.....	13
2.1 研究方法.....	13
2.2 正方形.....	18
2.2.1 正方形 配置.....	18
2.2.2 正方形 結果.....	23
2.3 ひし形.....	29
2.3.1 ひし形 配置.....	30
2.3.2 ひし形 結果.....	34
2.4 千鳥.....	39
2.4.1 千鳥 配置.....	40
2.4.2 千鳥 結果.....	44
第3章 考察.....	49
3.1 スタブを中心部に置くことによる影響.....	49
3.2 スタブの間隔を広げることによる影響.....	51
3.3 スタブを配置すべき最小個数.....	53
第4章 結論.....	54
参考文献.....	55

第1章 序論

1.1 研究背景

メタマテリアルは、微小な構造体（メタアトム）を、対象とする電磁波や音波などの波動の波長よりも短い周期で配列した人工材料である。波長よりも短い周期で配列することにより、メタアトムによる応答が、材料に一様に作用するため、素材だけでなく、構造によっても物性を変化させることができる。材料中の波動の伝播を制御することで、負の誘電率や負の屈折率など自然界に見られない特異な物理現象を発現する。ここで、メタマテリアルの例を紹介する[1]。図1のように、ゴムに特殊な形状の穴を開けた物体である。物体を上下に圧縮すると、物体はその体積を保存しようとするため、普通は左右に伸びるのだが、この物体は、図2が示すように上下に圧縮すると、左右にも膨らまずに縮み、全体として体積が縮小するという通常ではありえない変形が起こる。このような普通では見られない特性を持つ物体をメタマテリアルという。

さて、音響メタマテリアルとは、文字通り、音波を対象としたメタマテリアルであり、周期的に配列したメタアトムによって、音波の伝播挙動を制御する。メタアトムの構成や形状により、Locally resonant (LR) 型、Membrane 型、Resonator 型などに分類される。音響メタマテリアルの開発は近年広く行われており、ここでは1つの例を紹介する[2]。日産自動車株式会社（以下、日産）が開発した周期的な格子構造とフィルムを組み合わせたシンプルな構造の遮音材である。入射音に対してタイミングよく膜が震えることによって音を効率的に跳ね返す、軽量の遮音材である。音が伝わる際の空気の振動状態を材料が制御し、音の透過を抑制することで、ロードノイズやエンジン音など、車内に入ってくる自動車特有の騒音を広い周波数帯（500～1200 Hz）で効果的に遮ることが出来る。現在、この周波数帯の遮音には、主にゴム板などの重い板材が使われているが、上記の遮音材は、こうした素材に比べ、重量が約4分の1と軽量でありながら、同等の遮音効果を実現している。

この音響メタマテリアルを「建築部材を透過する音の低減」に活かすことができるのではないかと考え、本研究を行うこととした。

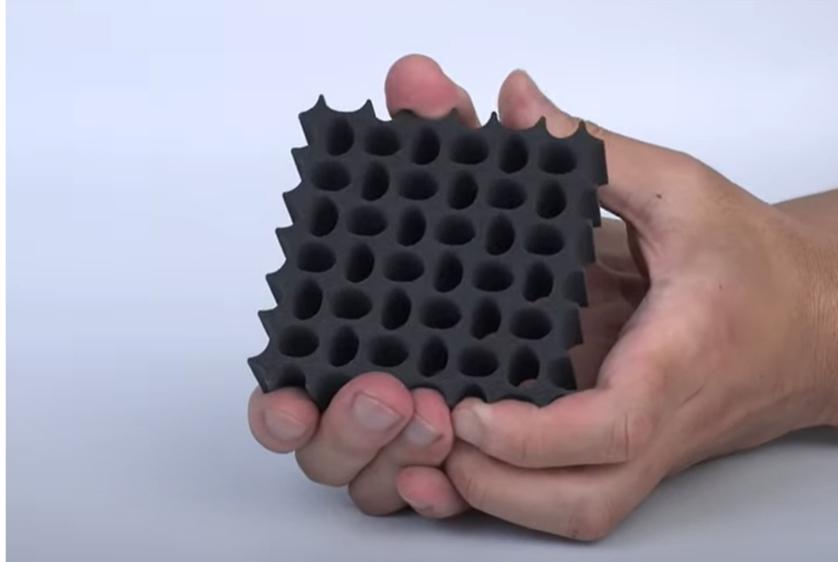


図1：メタマテリアル圧縮前

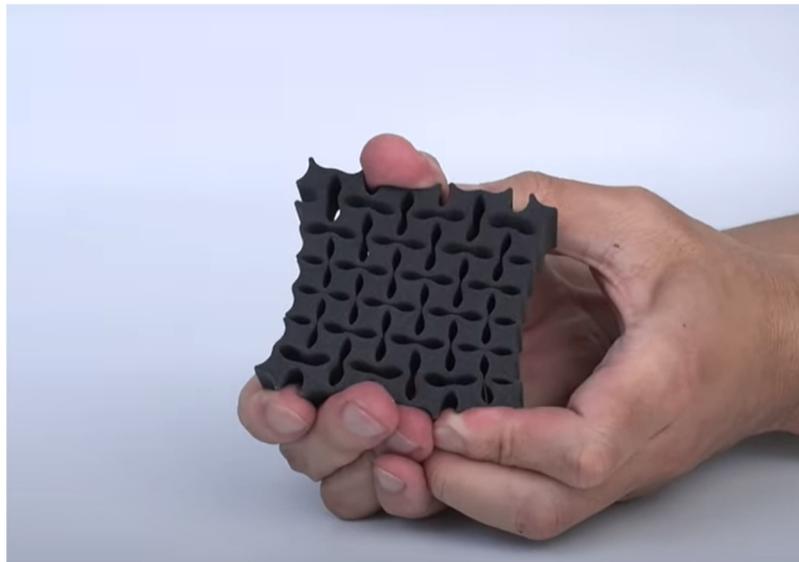


図2：メタマテリアル圧縮後

1.2 既往研究

ここで紹介する既往研究は、赤坂らによる『Locally resonant 型音響メタマテリアルの遮音材料への適用』[3]である。この研究は、ゴムと鉄を積層した円柱の構造体（スタブ）を用いて、透過音の低減を図った研究である。このスタブを設置することによって、透過音が低減される理由を説明する。

1.2.1 音波の伝播挙動

音響メタマテリアルは、周期的に配列した構造により、音波の伝播挙動を制御する。音波の伝播は、波動方程式

$$\nabla^2 p - \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = 0 \quad (1)$$

で表される。ここで、 p は音圧、 ∇^2 はラプラシアン演算子であり、三次元直角座標系では、

$$\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} \quad (2)$$

である。媒質中の音波の位相速度 (c) と音響インピーダンス (Z) は、有効質量密度 (ρ_e) と実効体積弾性率 (B_e) を用いて、

$$c = \sqrt{\frac{B_e}{\rho_e}} \quad (3)$$

$$Z = \sqrt{\rho_e B_e} \quad (4)$$

で表される。音響インピーダンスは、媒質粒子の動きにくさを表しており、材料の音響インピーダンスが大きくなるほど空気との界面において音波が反射しやすくなる。電磁波の伝播特性が誘電率と透磁率に依存するのに対して、音波では有効質量密度と実効体積弾性率に依存する。

図3に有効質量密度と実効体積弾性率による音波の伝播挙動の分類を示す。有効質量密度と実効体積弾性率が正の場合と負の場合、それぞれに存在するので、大きく4つの領域に分類することができる。通常、有効質量密度と実効体積弾性率はともに正であり、位相速度、音響インピーダンスもともに正の実数となるため、エネルギーの伝播方向と同じ方向に音波が伝播する。それに対して、いずれかが負の場合、媒質中の位相速度が虚数となるため、音波は伝播中、急速に減衰する。また、両方が負の場合は、位相速度は実数となるが、負であるため、エネルギーの伝播方向と逆方向に音波が伝播する。このように、有効質量密度と体積弾性率が負になることで、音波の伝播挙動は著しく変化する。さらに、有効質量密度が0に近い状態であれば、位相速度が著しく速く、また音響インピーダンスが0に近づくため、反射をせずに音波が伝播する[4, 5, 6, 7]。また、有効質量密度が無限大に近づくとも音響インピーダンスが著しく大きくなり、ほぼ全反射となる[8, 9]。

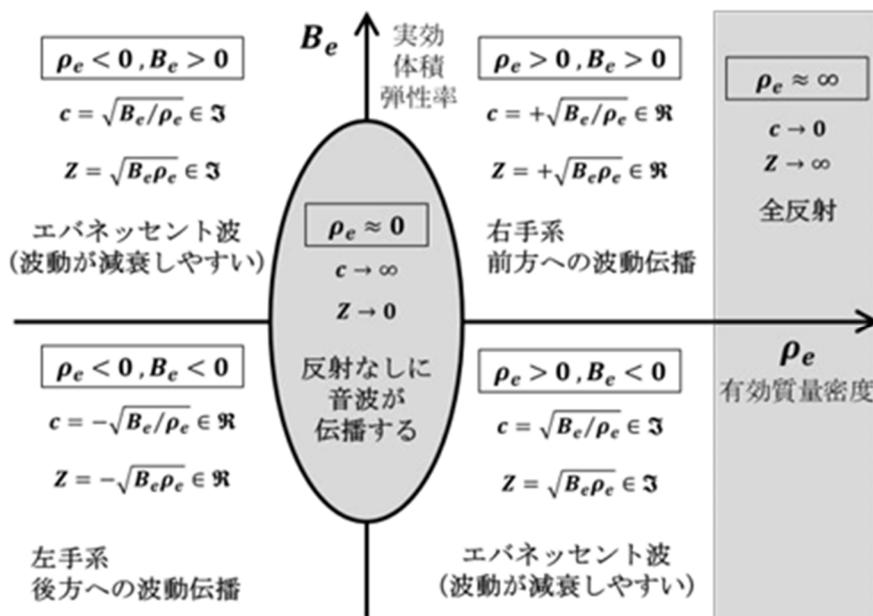


図3 有効質量密度と有効体積弾性率による音波伝搬挙動の分類.

1.2.2 材料の遮音特性

遮音材料は、音の透過を抑制することを目的とした材料であり、その指標である音響透過損失（sound transmission loss, STL）は、透過率 τ を用いて、以下の式で表される。

$$\tau = I_t/I_i \quad (5)$$

$$\text{STL} = 10\log_{10}\left(\frac{1}{\tau}\right) \quad (6)$$

透過損失が大きいほど、透過率が低く、遮音性能が高いことを示す。一般的な遮音材料は、ガラスや石膏ボードのような非通気性の板材料であり、音の透過は入射した音波により材料が振動し、背後に音波を放射することで生じる。そのため、板材料の振動を抑制することで、遮音性能は向上する。

1.2.3 Locally resonant 音響メタマテリアル(LRAMM)

負の有効質量密度と実効体積弾性率を実現するためには、共振・共鳴を示すメタアトムを周期的に配列する必要がある。前者では、バネとマスからなる共振器、後者では、ヘルムホルツ共鳴器や共鳴管がメタアトムとして用いられる。今回取り扱う LRAMM は、バネ-マス系の共振器をメタアトムとして配列し、負の有効質量密度を実現する。負の有効質量密度は、音波による圧力勾配に対して加速度の位相がずれていることを示す。つまり、外部音圧に対して、通常と反対方向に加速している状態を表す。有効質量密度の物理的性質について、一次元振動系におけるバネ-マスモデルを図4により説明する。

対象物（質量： M_1 ）に、ばね（ばね定数： k ）とおもり（質量： M_2 ）からなる共振ユニットが n 個接続されていると考える。対象物に外力 $F(t)$ が加えられる時、ニュートンの第二法則により、運動方程式は

$$M_1 \ddot{x}_1 + nk(x_1 - x_2) = F(t) \quad (7)$$

$$nM_2 \ddot{x}_2 + nk(x_2 - x_1) = 0 \quad (8)$$

で表される。共振ユニットの共振周波数は、 $\omega_0 = \sqrt{k/M_2}$ であり、 x_1 と x_2 、 $F(t)$ を時間の関数として、微分方程式を解くと、

$$F(t) = \left(M_1 + \frac{nk}{\omega_0^2 - \omega^2} \right) \ddot{x}_1 \quad (9)$$

が得られる。系全体を均一なオブジェクトと捉えると、有効質量 M_e は、

$$M_e = M_1 + \frac{nk}{\omega_0^2 - \omega^2} = M_1 + \frac{nk}{1 - \omega^2/\omega_0^2} \quad (10)$$

で表される。式(10)より、 $\omega_0 < \omega < \omega_0 \sqrt{1 + nM_2/M_1}$ において、有効質量は負となる。なお、有効質量を体積で割ることにより有効質量密度が得られる。

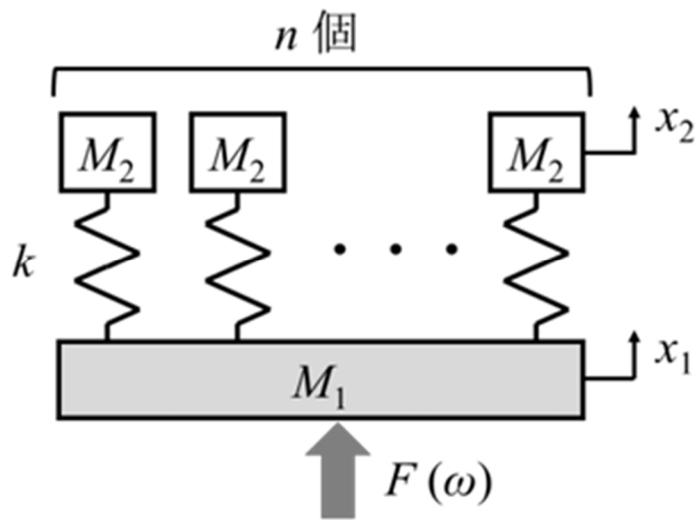


図 4：一次元の平行バネ質量モデル

1.2.4 スタブによる音響透過損失への影響

次に、0.5 mm 厚のアルミ基板にスタブを 20 mm 間隔で 10×14 個配置した LRAMM(Al+stub) を作製した。これを、内部にスピーカを設置した小型残響箱の開口部 (210 mm \times 300 mm) に固定し、ホワイトノイズ入射時の音響透過損失を計測した。その際のスタブの固有振動数は、1837 Hz であった。配置図、立面図は図 5 と 6 に示す。

図 7 に Al+stub の音響透過損失 (STL) を示す。測定周波数域は質量則領域であり、面密度の影響を考慮するため、Al+stub と同等の質量をもつ 1.2 mm 厚のアルミ板の結果も併せて示す。なお、アルミ板 0.5 mm 厚 (Al05)、1.2 mm 厚 (Al12)、作製した Al+stub の 210 mm \times 300 mm あたりの重量は、それぞれ 85、204、189 g であった。Al05 では 10 kHz、Al12 では 4 kHz 程度まで直線的に変化し、Al12 では約 9 kHz にコインシデンス効果が観測された。Al+stub は、1400-2300 Hz 付近で透過損失が著しく増加した。同程度の面密度を持つ 1.2 mm 厚の Al 板に対して 9.3 dB ほど増加しており、スタブを付けることよっての透過損失の向上を確認できた。特定の周波数域ではあるが、質量則以上の STL を示し、LRAMM が遮音性向上に有効であることが確認された。一方で 2600 Hz 付近から STL は急激に減少し、3000 Hz 近傍では Al 基板よりも低下し、それ以上の周波数域では、基板である Al05 と同程度の値を示した。

図 8 に式(10)から計算した、Al+stub の有効質量の周波数依存性を示す。固有振動数 (f_0) から離れた低周波数側では、有効質量は総重量 ($M_1 + nM_2$) を示すが、周波数の増加するほど増加し、1400 Hz 付近から急激に増加した。 f_0 において、正負が逆転し、負の値となり、その後、周波数の増加とともに増加し、2600 Hz 付近で $M_e = 0$ となった。さらに周波数が増加すると、再び正の値となり、基板の重量 (M_1) に近づいた。式(10)は、一次元振動系モデルにおける計算式であるのに対して、STL 測定では、周辺固定された二次元の板を用いているので、周波数は厳密には一致しないが、同様の傾向を示すものと考え、この有効質量の周波数依存性と図 3 の伝播挙動の変化を合わせて、遮音特性を考察する。低周波数域では、Al+stub と同等の質量である Al12 と近い透過損失を示すが、周波数が増加していくほど Al+stub は有効質量が増加し、質量則に従い、透過損失は増加する。 f_0 を超えて、有効質量が負になると、音波はサンプル中で急激に減衰するようになり、透過音が減少することから、透過損失は高い値を示す。さらに周波数が増加し、有効質量が 0 に近づくと、反射することがなく音波が伝播するようになり、透過損失は大きく低下する。それ以上の周波数域では、有効質量が基板重量 (M_1) に近づいたため、基板の透過損失と同等の値となった。以上のように、付与したスタブによる有効質量 (密度) の変化と STL の変化が関連付けられた。加えて、スタブを付与することで、固有振動数近傍において、振動低減、質量則を超える透過損失の向上が確認された。

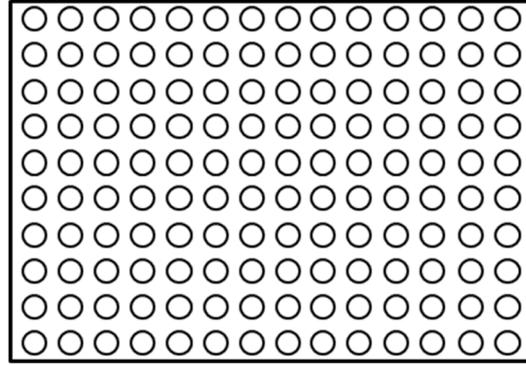


图 5：既往研究 配列图

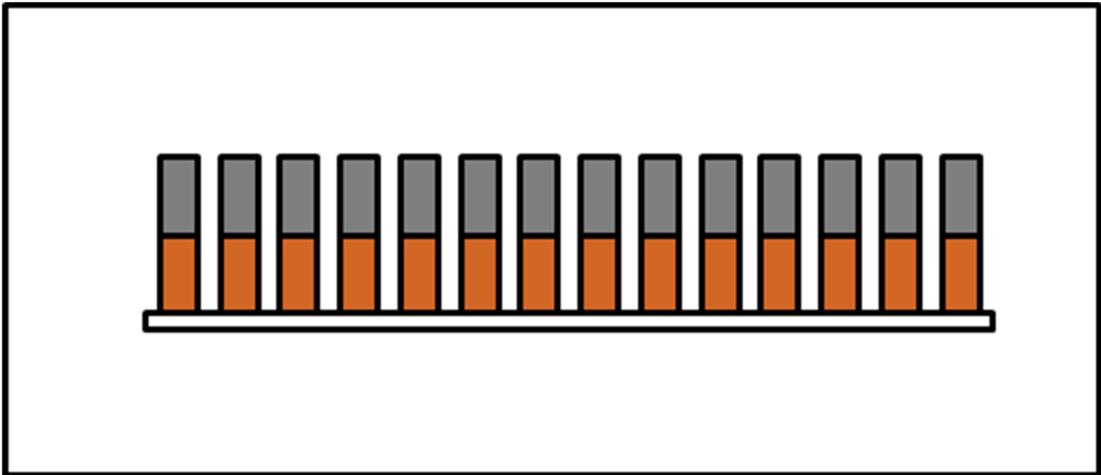


图 6：既往研究 立面图

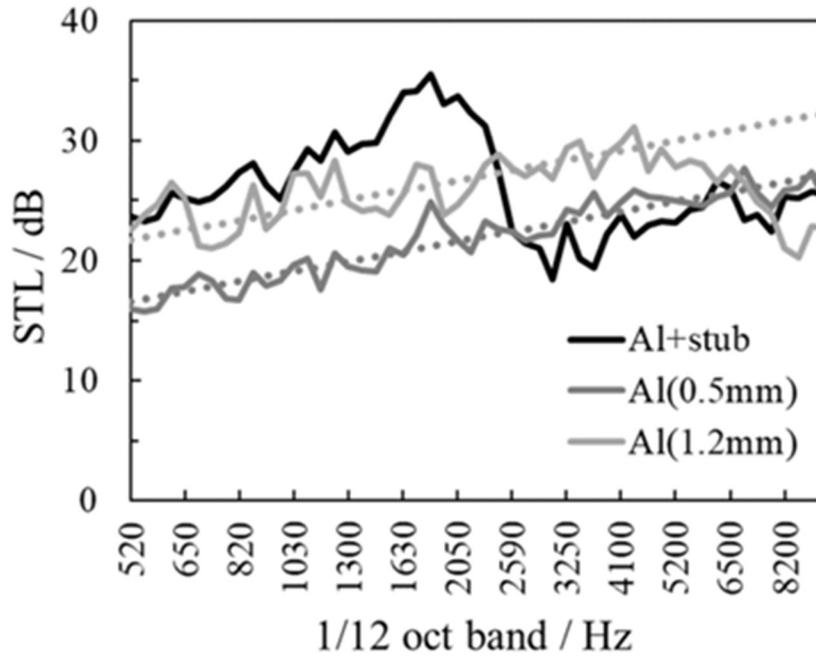


図7：Al+stub と厚さ 0.5mm と 1.2mm の Al 板の透過損失

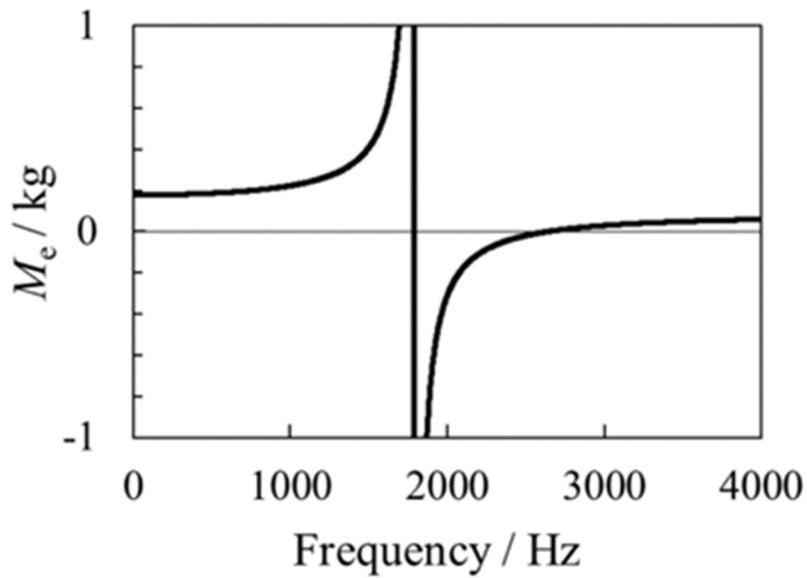


図8：スタブありの Al 板での有効質量と周波

1.3 研究目的

既往研究により、基板の厚さを増すよりもスタブを取り付ける方が、スタブの固有振動数近傍での透過音の低減に繋がることがわかった。しかし、上記実験ではスタブを基板面積の全てを使い、等間隔に並べて配列をしたが、過剰にスタブを使っている可能性がある。そこで、本研究では、固有振動数近傍での透過音の低減を確保した上で、必要最低限のスタブの個数と面積を求め、スタブの配列を工夫すればさらに少なくできるのではないかと考えた。よって、大きな透過損失を得るためのスタブを配列する最も良い方法を模索することを目的とする。

第2章 数値実験

2.1 研究方法

本研究では、COMSOL Multiphysics[10]を用いて数値実験を行う。既往研究と比較するため、既往研究と同じ、直径6 mm、高さ3 mmのシリコンゴムと同寸法の鉄を積層したスタブ(円柱状の構造体)とアルミ基板(0.5 mm)を使用する。

次に、透過損失の測定方法について言及する。図9のように、300 mm×300 mmの平面に150 mmの厚さを持たせた直方体を作成し、媒質は空気とする。その直方体の厚さ方向の中心に0.5 mm厚のアルミ基板を作成し、このアルミ基板に接するようにスタブを付けることとする。(このアルミ基板の周辺は、固定されているものとする。)このアルミ基板から厚さ方向の両方向に向かって20 mm離れた位置にそれぞれ平面を設置する(図9の赤枠で囲われた面と青枠で囲われた面)。図10のように、直方体の厚さ方向に10~4000 Hzのそれぞれの周波数の振幅1 Paの平面波を入射し、赤枠で囲われた面で入射エネルギー、青枠で囲われた面で透過エネルギーを計測し、それらを用いて、透過損失を求める。材料の物性値や透過損失を求める式の詳細を表1~6に示す。

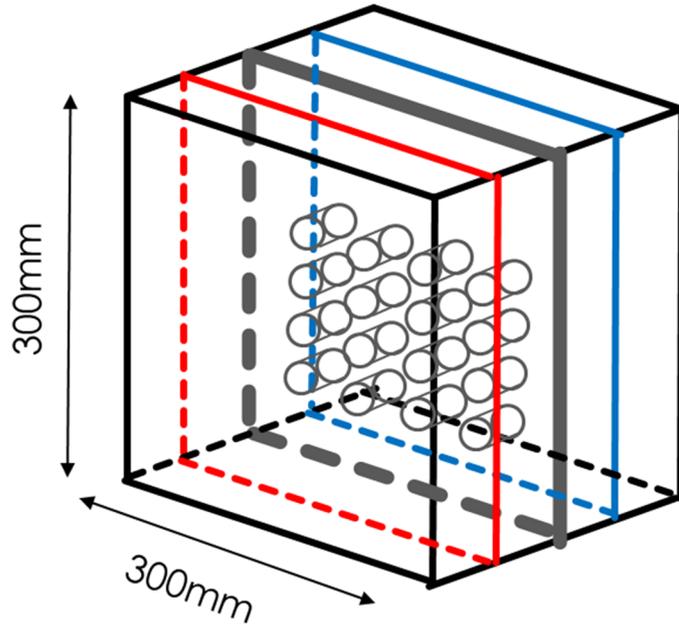


図9：実験体のイメージ図

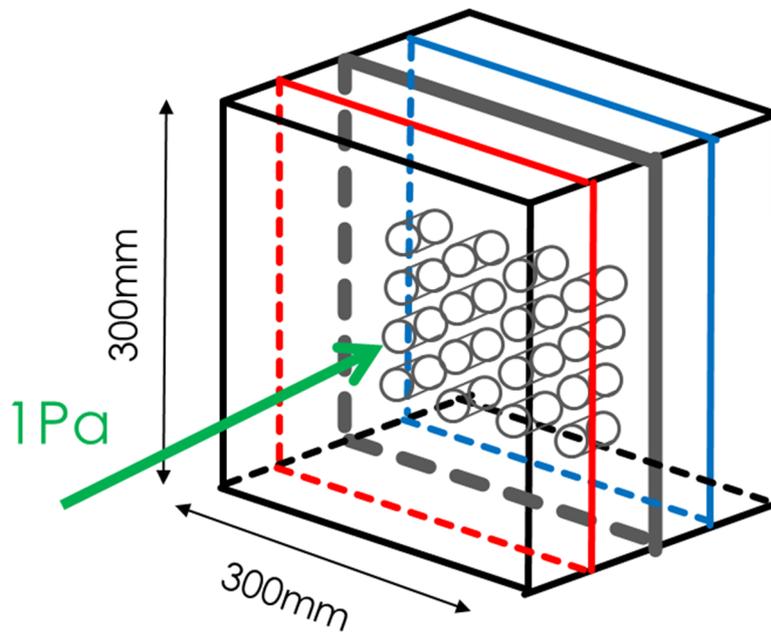


図10：1 Paの平面波を入射した実験体のイメージ図

表1：空気の詳細

空気	変数	値	単位
密度	rho	rho(pA,T)	kg/m ³
音速	c	cs(T)	m/s

表2：アルミニウムの詳細

アルミニウム	変数	値	単位
密度	rho	2700[kg/m ³]	kg/m ³
特方性構造損失係数	eta_s	0	1
ヤング率	E	70	Pa
ポアソン比	nu	0.33	1

表 3：鉄の詳細

鉄	変数	値	単位
密度	rho	7870[kg/m ³]	kg/m ³
特方性構造損失係数	eta_s	0	1
ヤング率	E	200	Pa
ポアソン比	nu	0.29	1

表 4：ゴムの詳細

ゴム	変数	値	単位
密度	rho	1100[kg/m ³]	kg/m ³
特方性構造損失係数	eta_s	0.06	1
ラムパラメーター λ	lambLame	147[Mpa]	N/m ²
ラムパラメーター μ	muLame	3[Mpa]	N/m ²

表 5 : 文字の詳細

名前	式	値
c0	340[m/s]	340m/s
rho0	1.2[kg/m ³]	1.2kg/m ³
lambda	c0/fmax	0.0085
nlambda	5	5
p0	1[Pa]	1Pa

表 6 : 透過損失を求める式の詳細

名前	式
入射音	$p_0^2 / (\rho_0 * c_0) / 2 * L_y * H$
反射音	$-(\text{intop1}(\text{acpr.lx}) - \text{win})$
透過音	$\text{intop2}(\text{acpr.lx})$
反射率	wrf/win
透過率	wtr/win

2.2 正方形

2.2.1 正方形 配置

ここでまず、研究目的にもあるスタブが影響する面積を求める。既往研究と同じく、アルミ基板の中心部から 20 mm 間隔でスタブを正方形になるように配置する。最小個数である 2×2 からスタブの個数と面積を増やしていき、アルミ基板の面積を全て使った最大個数である 14×14 までの配列をそれぞれに対して実験を行う（配置図は、図 11~17 に示す）。

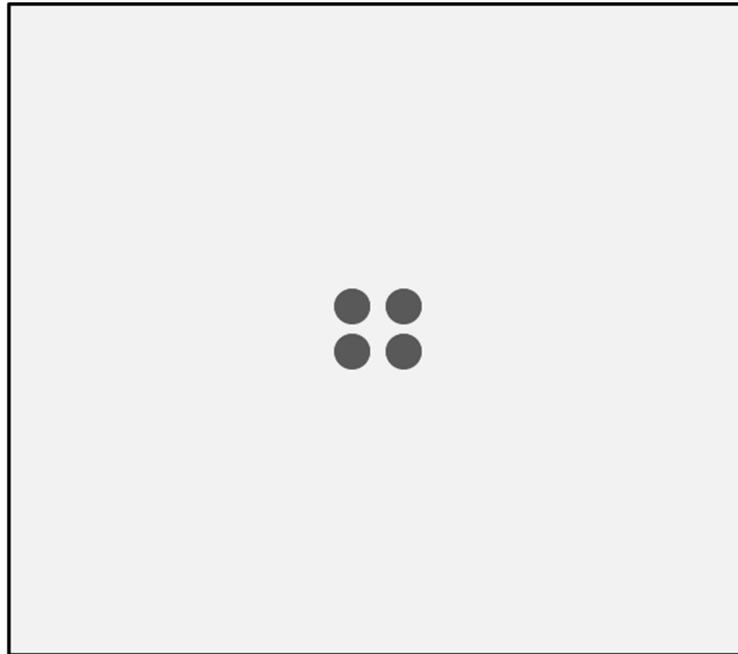


图 11 : 正方形 2×2

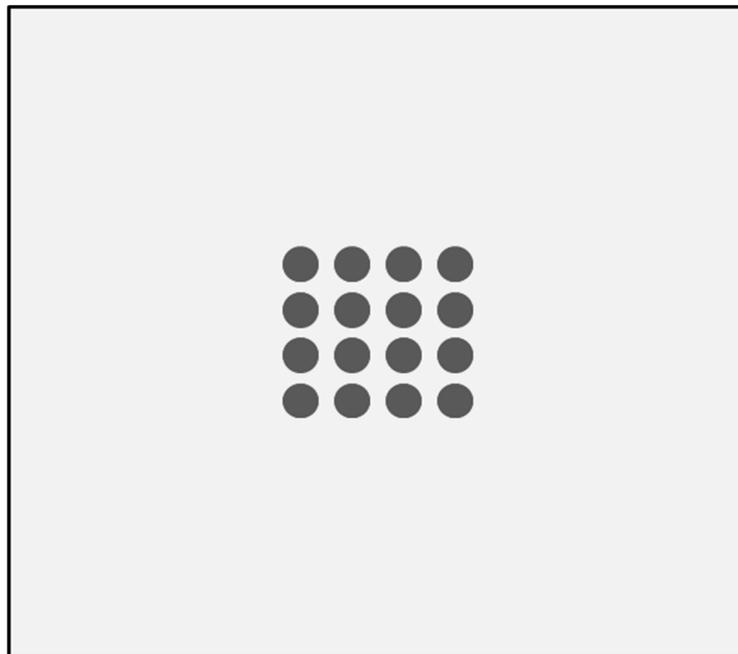


图 12 : 正方形 4×4

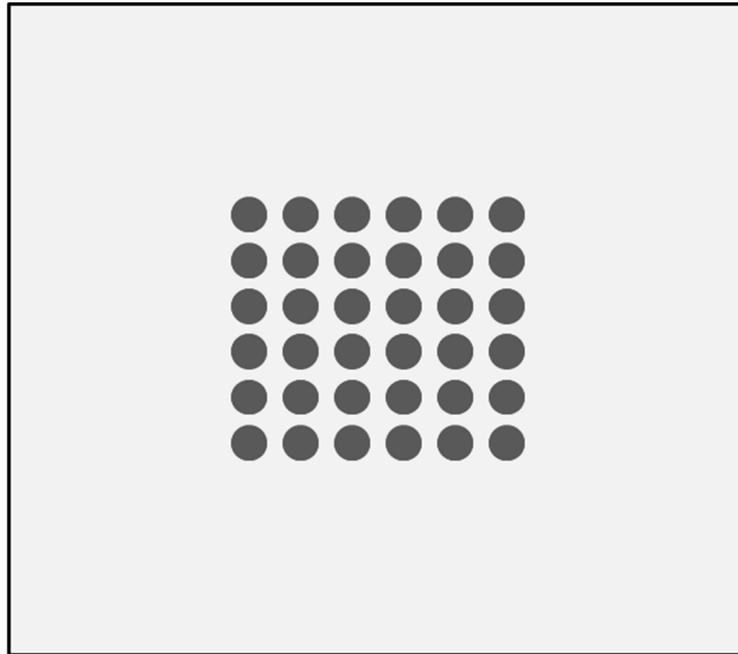


图 13 : 正方形 6×6

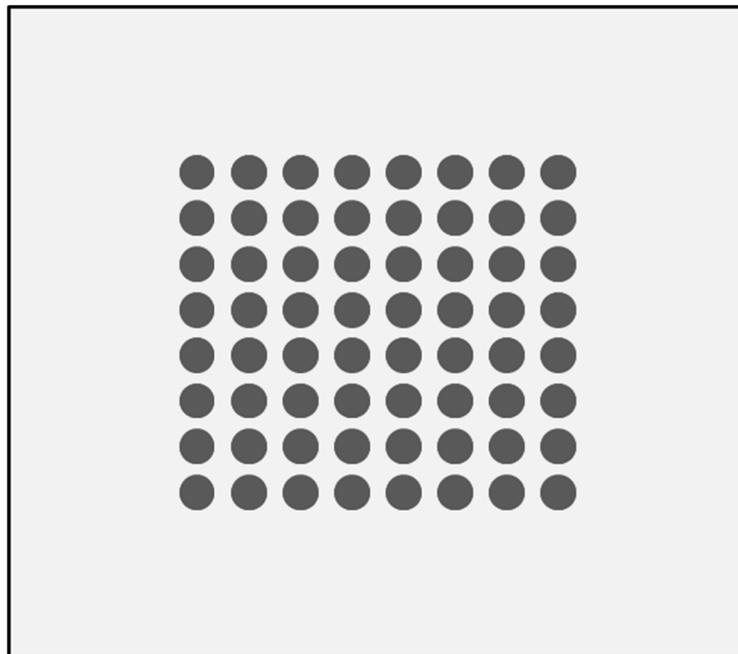


图 14 : 正方形 8×8

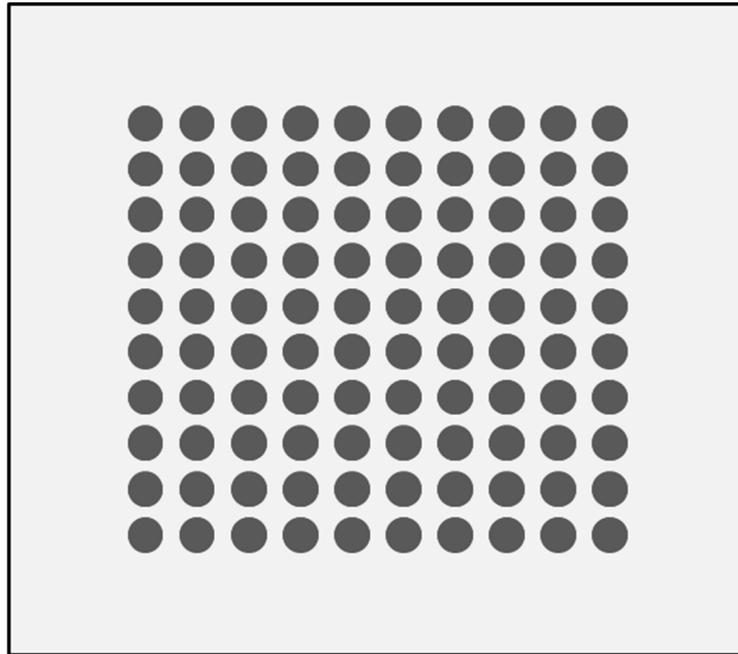


图 15 : 正方形 10×10

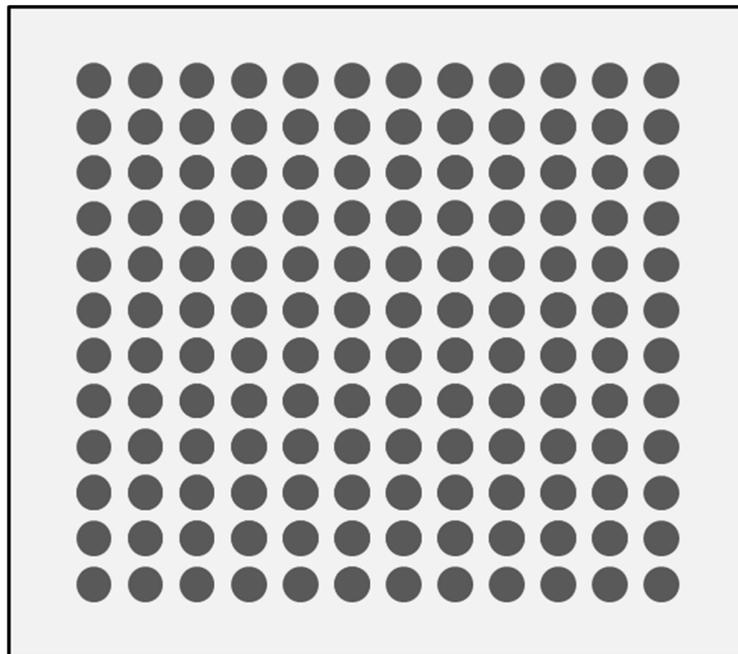


图 16 : 正方形 12×12

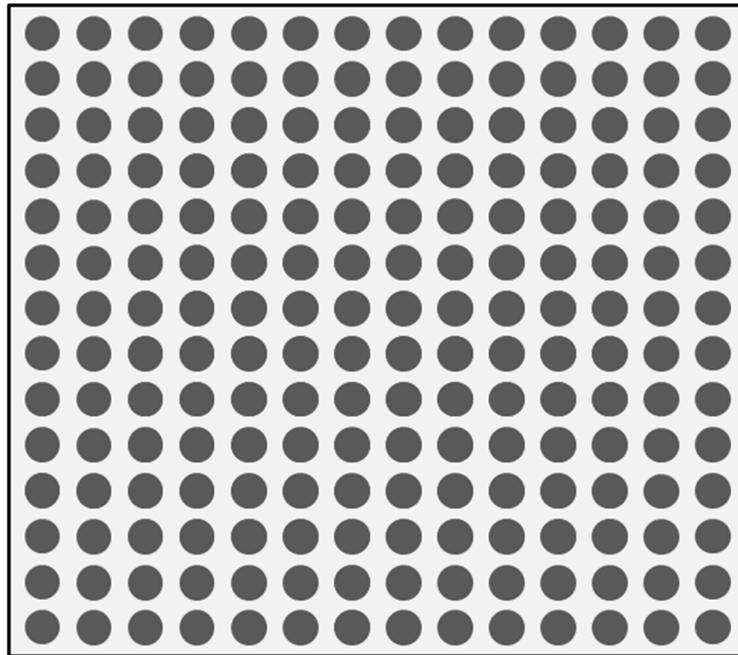


图 17 : 正方形 14×14

2.2.2 結果

2×2 から 14×14 までの正方形配置での実験結果とアルミ基板 0.5 mm と 1.0 mm だけの結果を比較したグラフを図 18～24 に示す。縦軸は透過損失(dB)、横軸は周波数(Hz)である。これらの中で、既往研究と同じく固有振動数 (1837Hz) 近傍での透過損失が大きい値を示したのが、14×14 の配列であった。図 25 に示すように、12×12 と 14×14 の比較をしてみると、2000 Hz 付近での透過損失の差が明らかである (図 26 に全てのデータとの比較のグラフを示す)。そして、2×2 から 12×12 までの正方形配置は、アルミ基板(0.5 mm)のみと比べて 2000 Hz 付近での透過損失は変わらない結果となった。加えて、アルミ基板(1.0 mm)のみより 2000 Hz 付近での透過損失は小さい値を示していた。

この結果から、20mm 間隔で正方形に配列する場合、14×14 の配列のように基板の面積全てに並べないと効果的な透過損失が得られないとわかる。

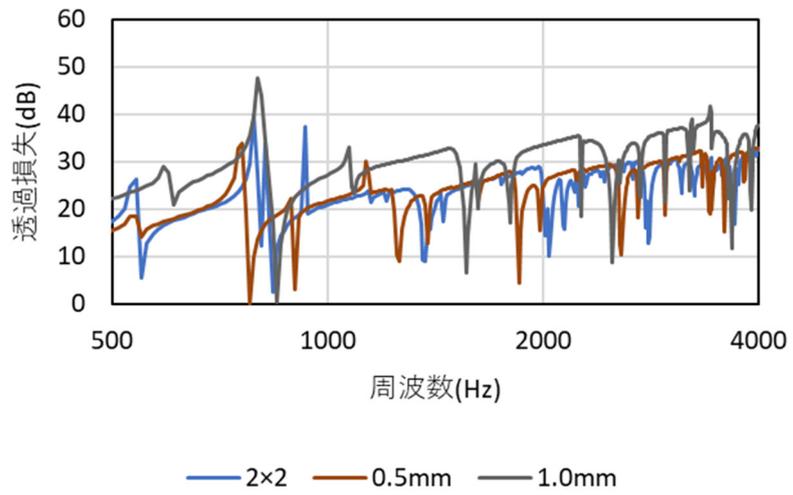


图 18：正方形(2×2) 結果

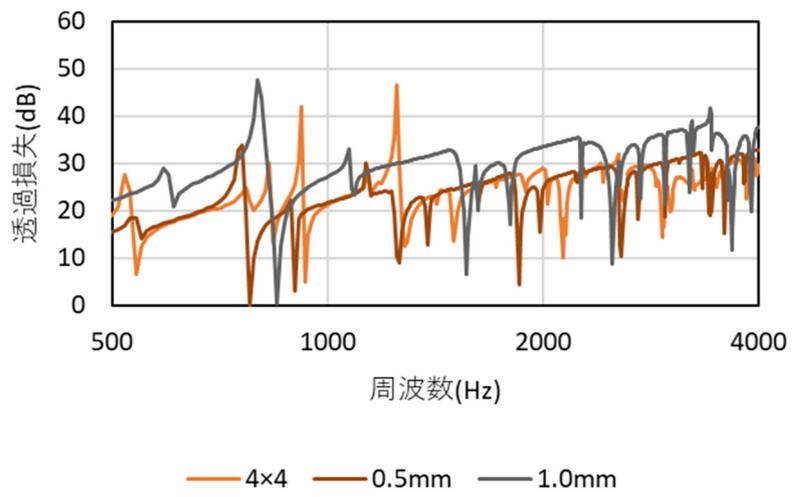


图 19：正方形(4×4) 結果

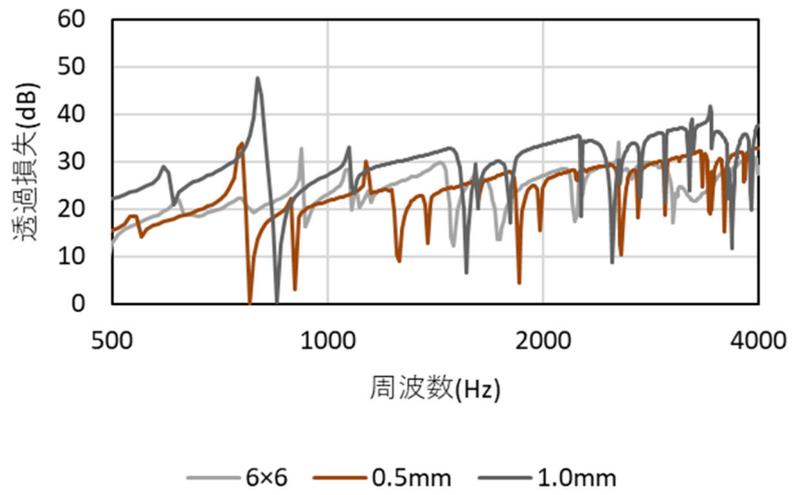


图 20：正方形(6×6) 結果

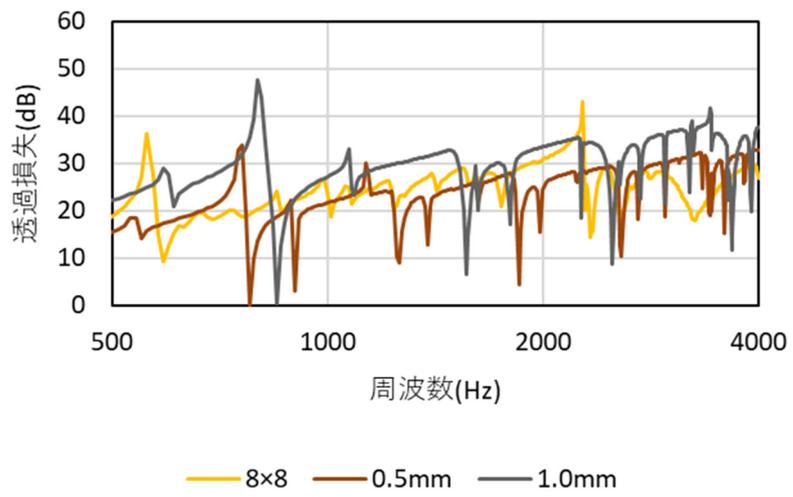


图 21：正方形(8×8) 結果

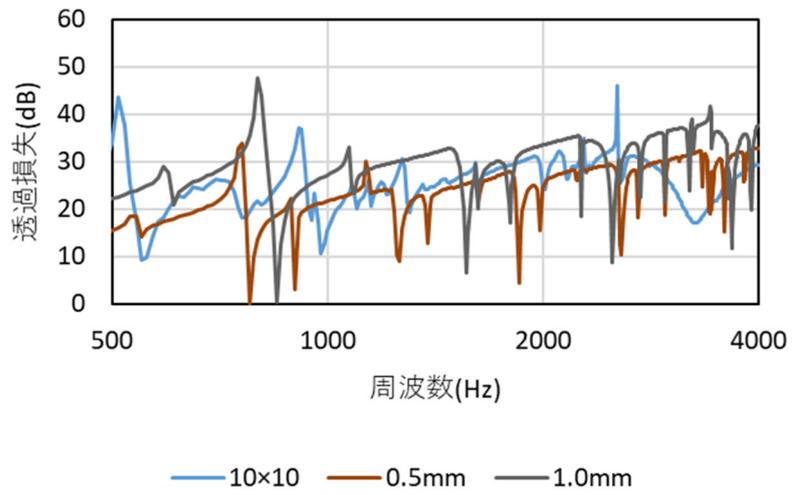


图 22：正方形(10×10) 結果

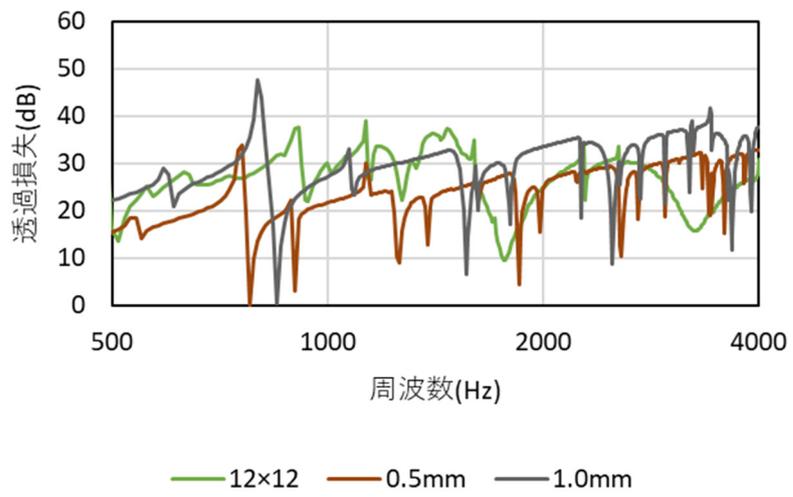


图 23：正方形(12×12) 結果

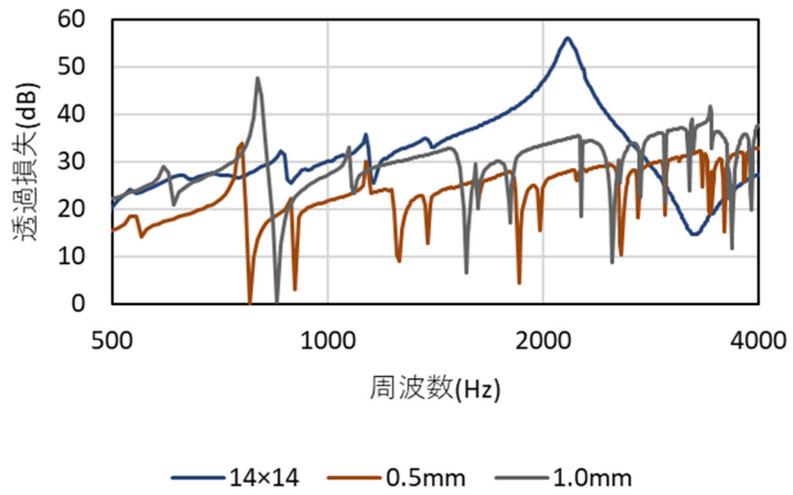


図 24：正方形(14×14) 結果

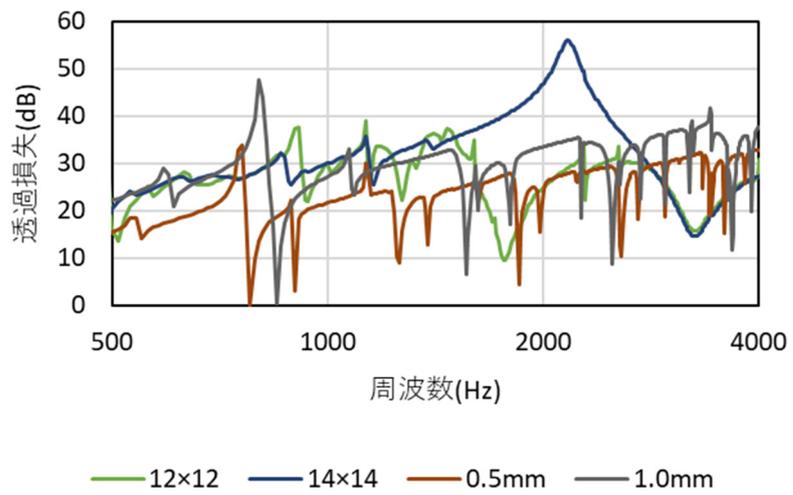


図 25：12×12 と 14×14 比較

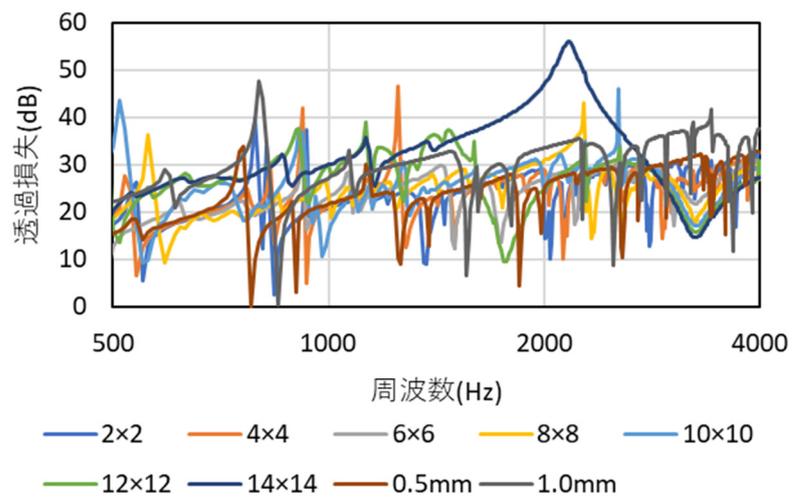


図 26：正方形 全データ 比較

2.3 ひし形

上述の正方形配置の結果から、アルミ基板(300 mm×300 mm)の上に全てを並べると効果が得られることがわかったが、配列を工夫すれば少なくできるのではないかと考えた。具体的には、アルミ基板の周辺は固定されているため、中心部付近のみにスタブを置けば、効率良く透過損失を高められるという仮説を立てた。

2.3.1 ひし形 配置

正方形配置と同じく、配置は 20 mm 間隔で配列する。アルミ基板の中心から、ひし形になるように配列する（配置図は図 27~31 に示す）。最小である 2×2 から最大まで敷き詰めた 10×10 まで配列し、その他は正方形配置と同様の条件で実験を行った。ここでの 2×2 という表記は、ひし形の 2 つの対角線上にスタブが 2 個配置してできるひし形を意味している。

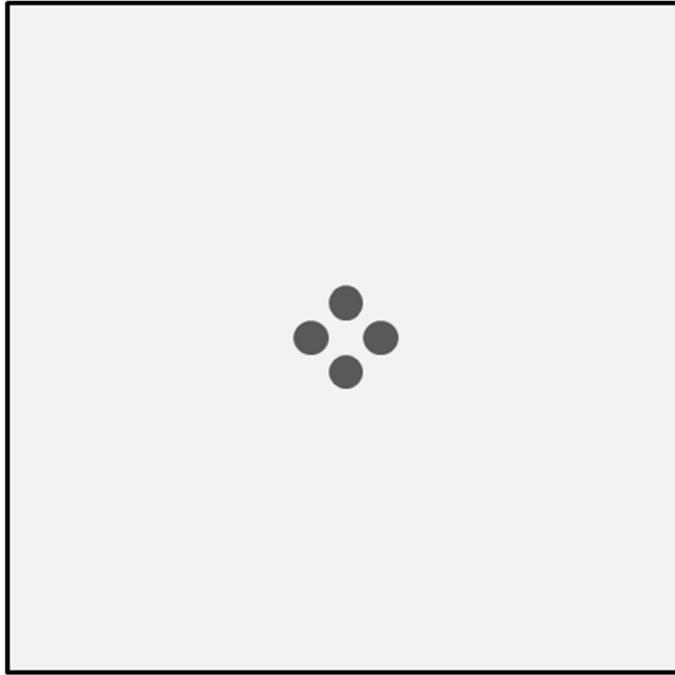


図 27 : ひし形 2×2

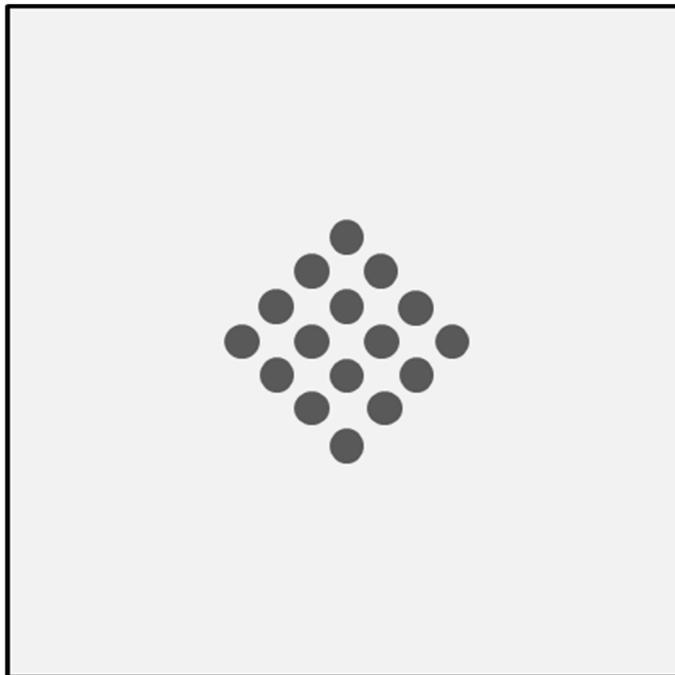


図 28 : ひし形 4×4

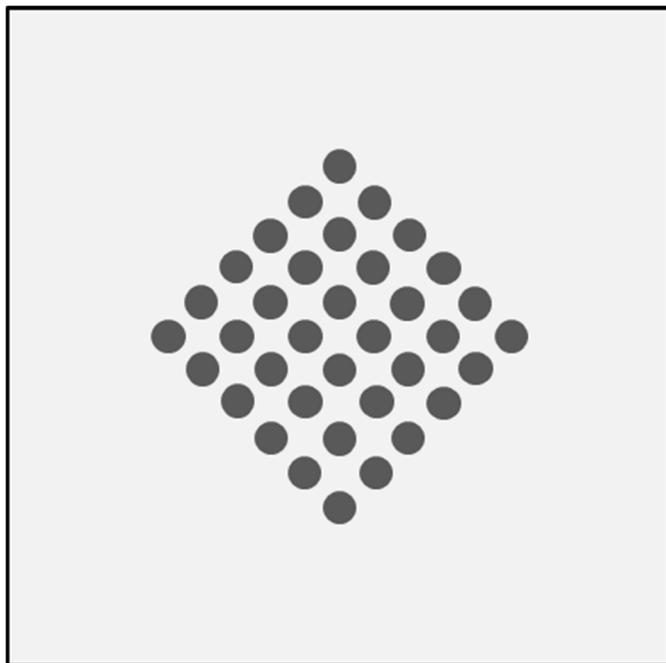


図 29 : ひし形 6×6

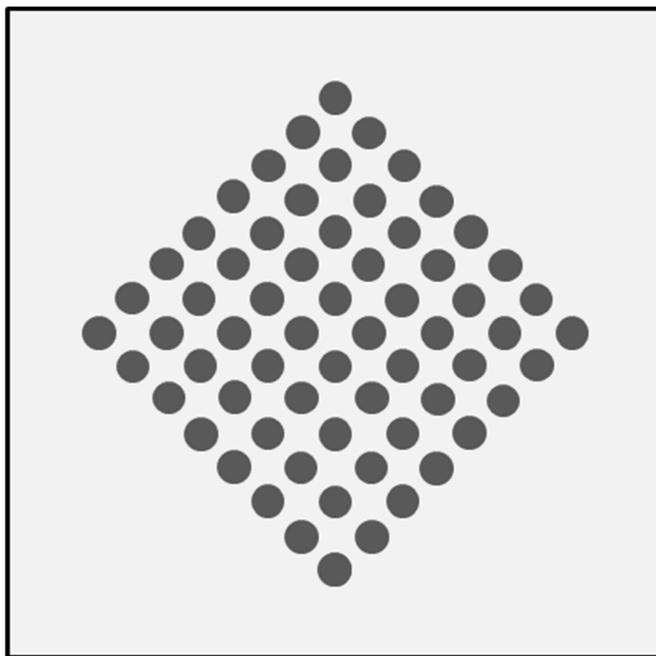


図 30 : ひし形 8×8

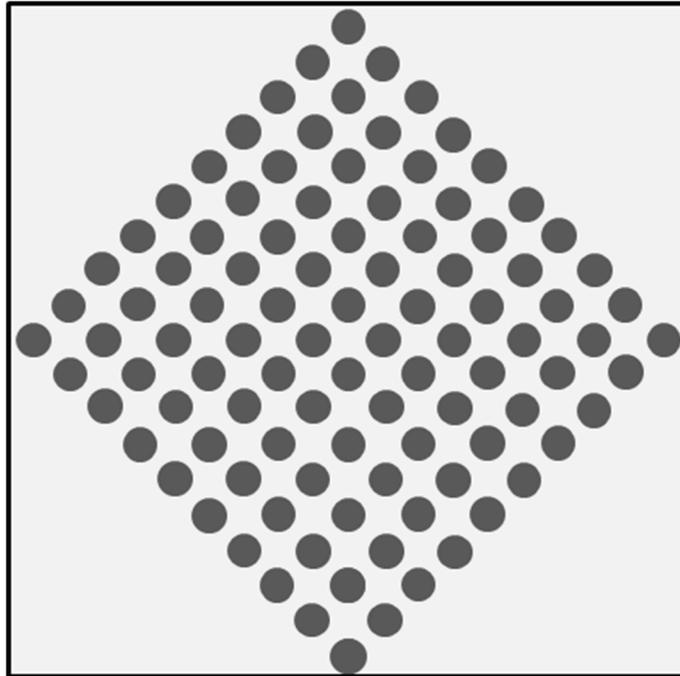


図 31 : ひし形 10×10

2.3.2 ひし形 結果

2×2 から 10×10 までのひし形配置での実験結果とアルミ基板 0.5 mm と 1.0 mm だけの結果を比較したグラフを図 32～36 に示す。縦軸は透過損失(dB)、横軸は、周波数(Hz)である。

正方形配置のように 2000 Hz 付近で透過損失が大きな値のピークを示したのは、10×10 の配置であった。ここで、8×8 と 10×10 を比較したグラフを図 37 に示す（全てのデータとの比較は図 38 に示す）。2×2 から 8×8 までのひし形配置は、正方形配置と同様に、アルミ基板(0.5 mm)のみと比べて 2000 Hz 付近での透過損失は変わらない結果となった。加えて、アルミ基板(1.0 mm)のみより 2000 Hz 付近での透過損失は小さい値を示していた。しかし、10×10 のひし形配置の時だけは、固有振動数近傍でのアルミ基板 1.0mm より大きな透過損失の値が計測された。正方形配置ほどのピークは得られなかったが、10×10 のひし形配置の時に透過損失のピークが確認できる。

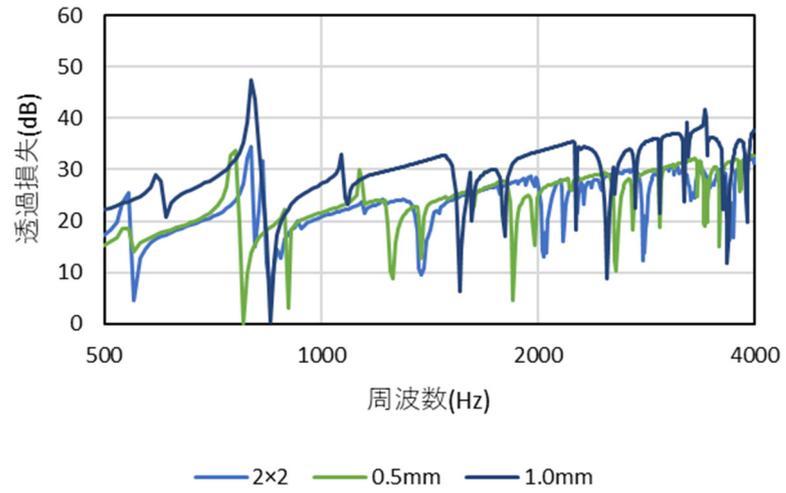


図 32 : ひし形 2×2

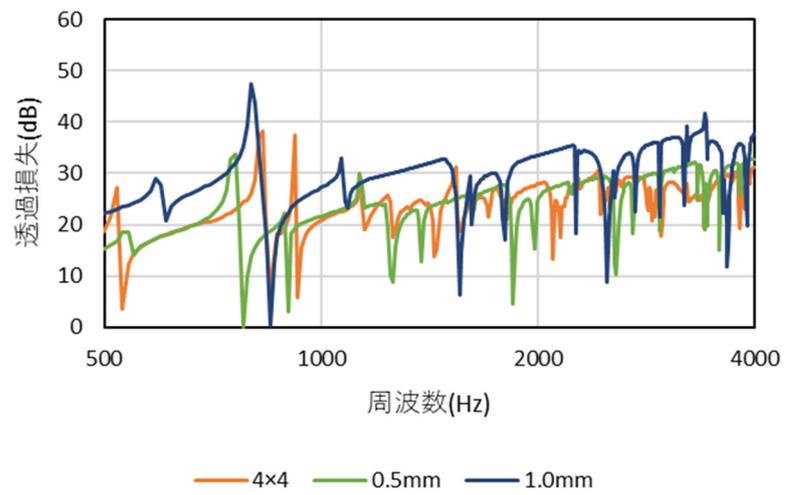


図 33 : ひし形 4×4

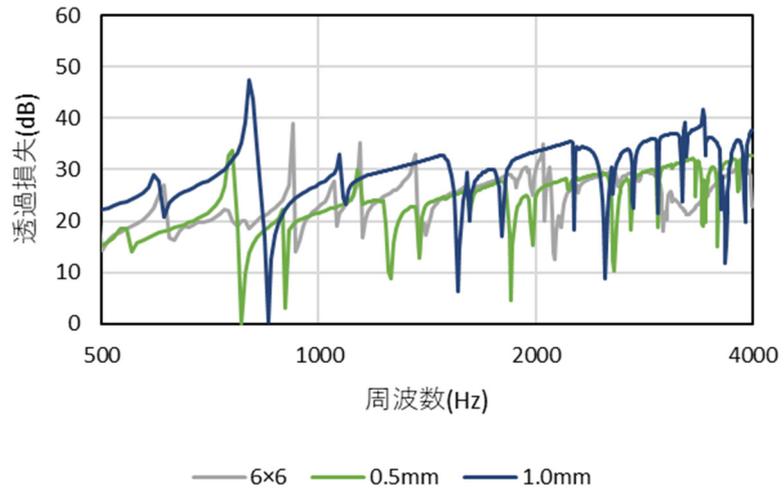


図 34 : ひし形 6×6

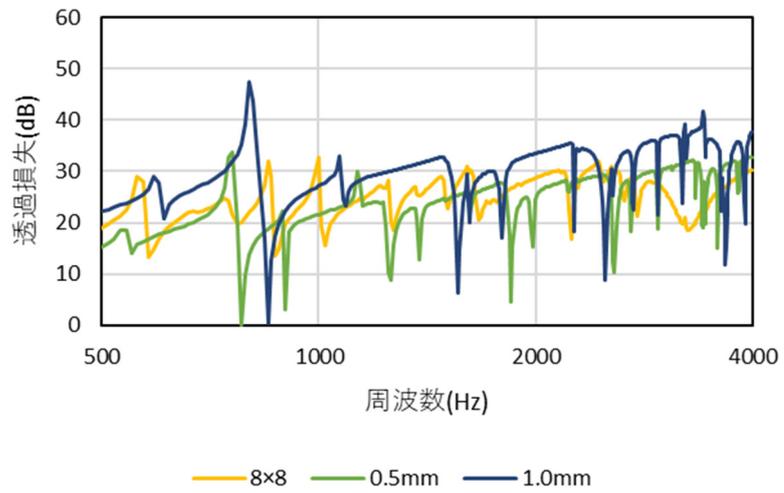


図 34 : ひし形 8×8

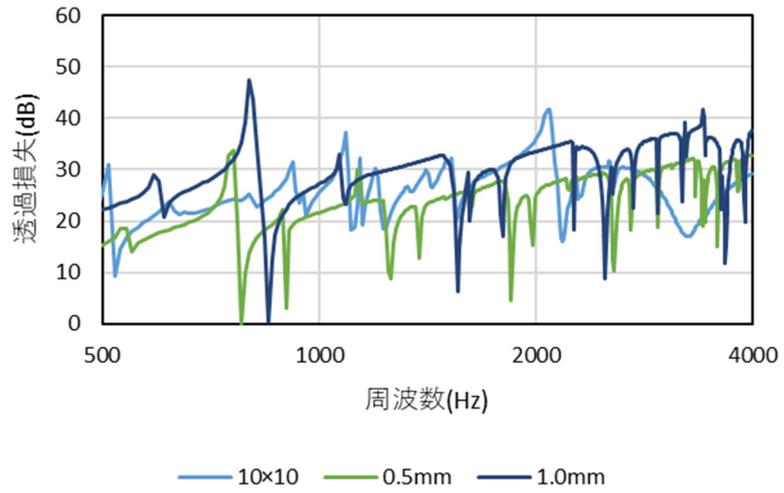


図 36 : ひし形 10×10

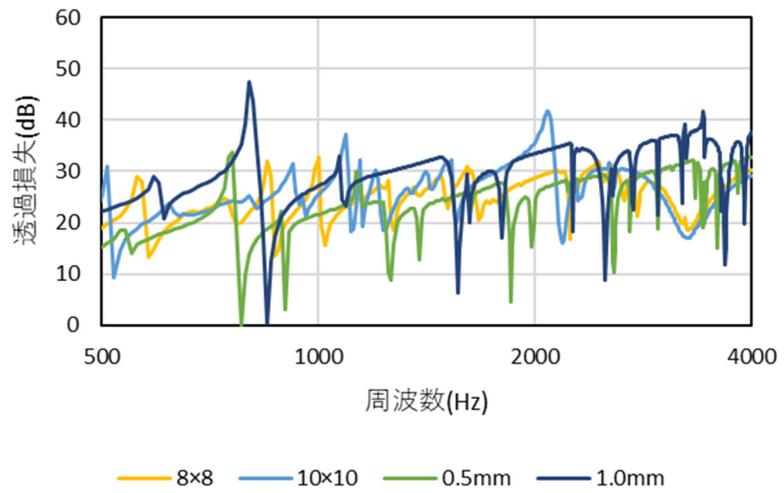


図 37 : ひし形 8×8 10×10 比較

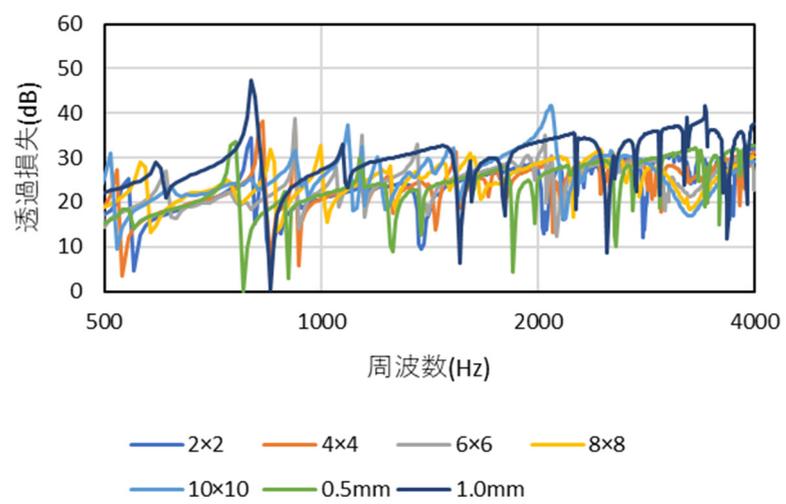


図 38：ひし形 全データ 比較

2.4 千鳥

正方形配置からひし形配置に変え、中心部にスタブを集めてみたが、透過損失の大きさは小さくなってしまった。やはり、アルミ基板全体にスタブを配置することが最善ではないかと仮説を立てた。アルミ基板全体にスタブを配置し、個数を正方形配置より少なくするために、千鳥配置で検討することとした。千鳥配置とは、互い違いにスタブを配置することである。スタブの間隔を従来は 20 mm 間隔であったが、スタブ 1 個分空いたことにより約 40 mm に広がる。この千鳥配置で計算を行い、スタブをアルミ基板全体に配置したことによる影響と、スタブの間隔を広げた時の透過損失への影響を検討する。

2.4.1 千鳥 配置

上述の通り、正方形配置から互い違いになるようにスタブを取り除く。アルミ基板の周辺とスタブの距離は 20 mm のままだが、スタブ同士の間隔は、約 40 mm（厳密には、20 mm の距離の 2 倍+スタブの直径の長さのため、43 mm）となっている。配置図を図 39~44 に示す。最小である 4×4 から最大まで敷き詰めた 14×14 まで配列し、今回もその他は正方形配置と同様の条件で実験を行った。ここでの 4×4 という表記は、スタブが 4×4 の正方形配置から互い違いにスタブを取り除いた際の千鳥配置を意味している。

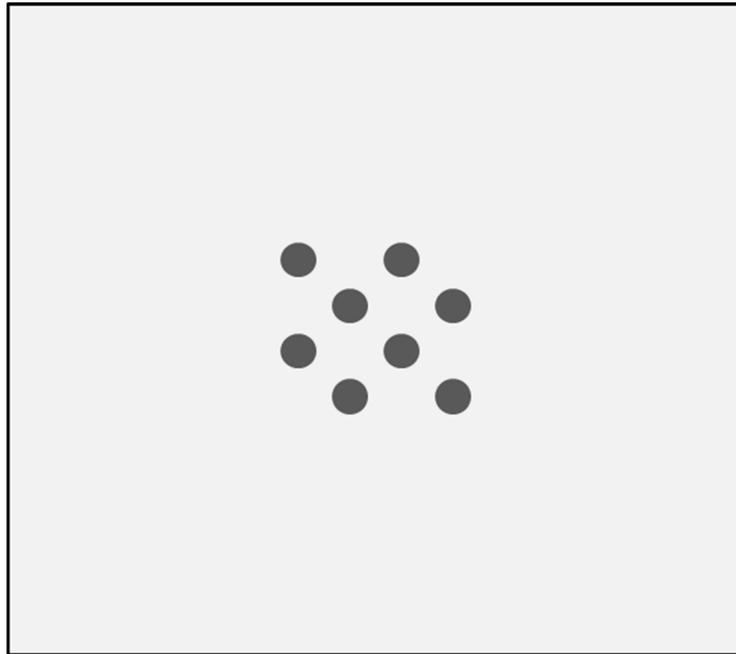


图 39 : 千鳥 4×4

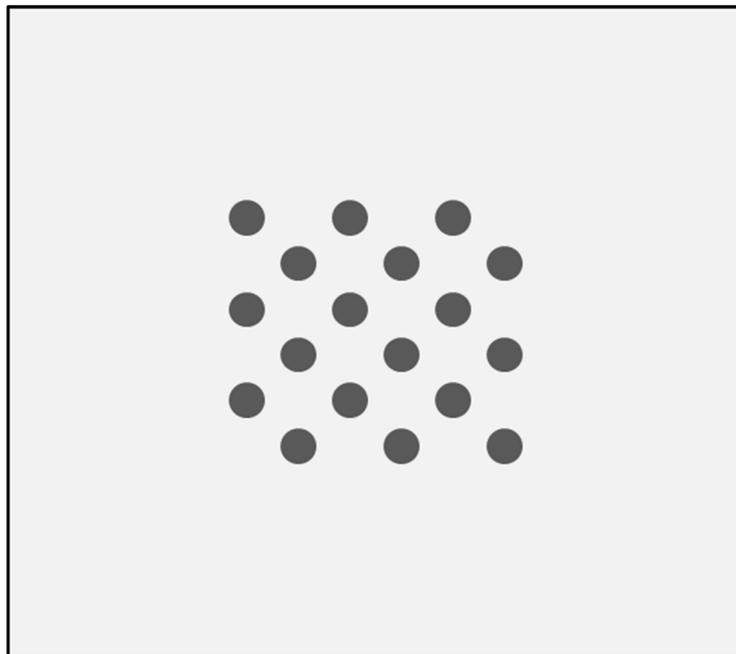


图 40 : 千鳥 6×6

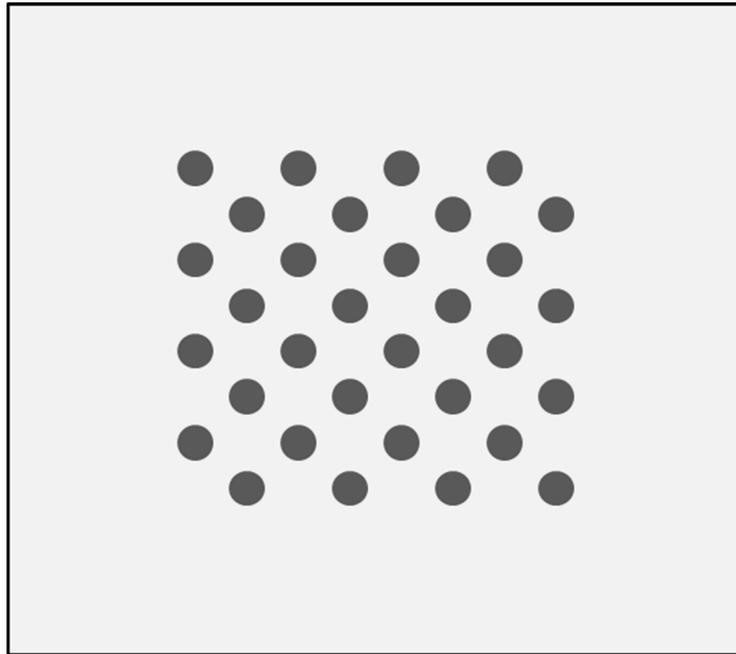


図 41 : 千鳥 8×8

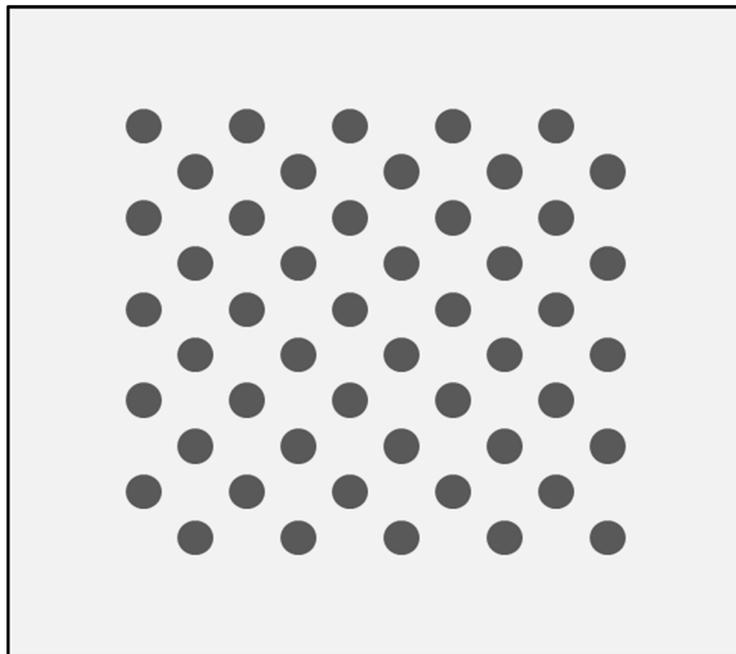


図 42 : 千鳥 10×10

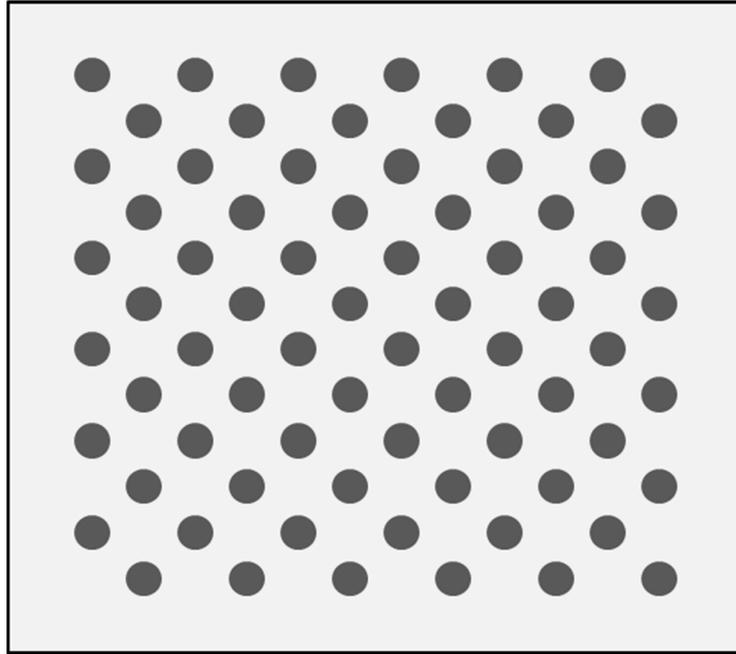


图 43 : 千鳥 12×12

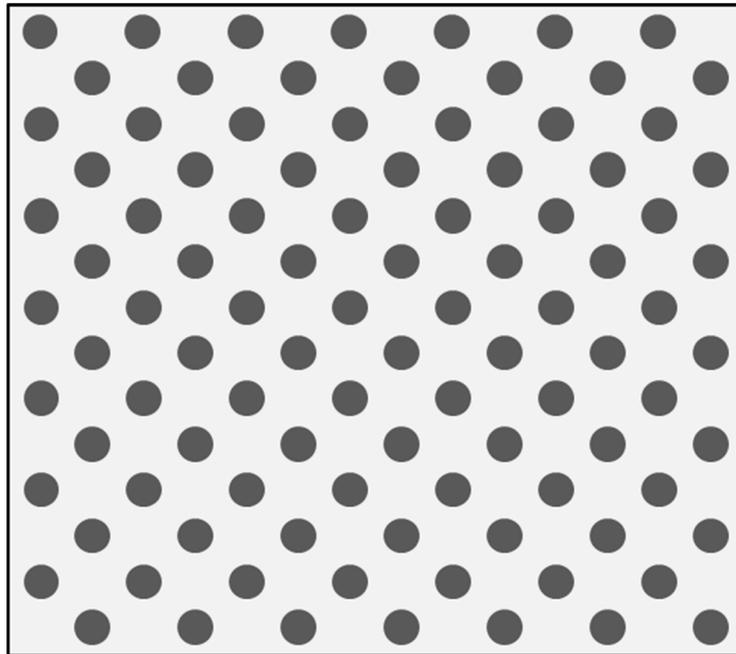


图 44 : 千鳥 14×14

2.4.2 千鳥 結果

4×4 から 14×14 までの千鳥配列での実験結果とアルミ基板 0.5 mm と 1.0 mm だけの結果を比較したグラフを図 45～50 に示す。縦軸は透過損失(dB)、横軸は、周波数(Hz)である。

正方形配置のように 2000 Hz 付近で透過損失が大きな値のピークを示したのは、14×14 の配置であった。12×12 の配置も約 1800 Hz と約 2500 Hz 付近で透過損失は大きな値を示しているが、2000 Hz 付近を全体的にみると、アルミ基板 1.0 mm より透過損失が下回っているため、良いとはいえない (12×12 と 14×14 を比較したグラフを図 51 に示す)。4×4 から 12×12 までの千鳥配置は、正方形配置とひし形配置と同様に、アルミ基板(0.5 mm)のみと比べて 2000 Hz 付近での透過損失は変わらない結果となった。加えて、アルミ基板(1.0 mm)のみより 2000 Hz 付近での透過損失は小さい値を示していた。(全てのデータとの比較は図 52 に示す)。よって、千鳥配置では 14×14 の配置のようにアルミ基板の全体の面積にスタブを配置すると大きな透過損失を得ることができるとわかった。

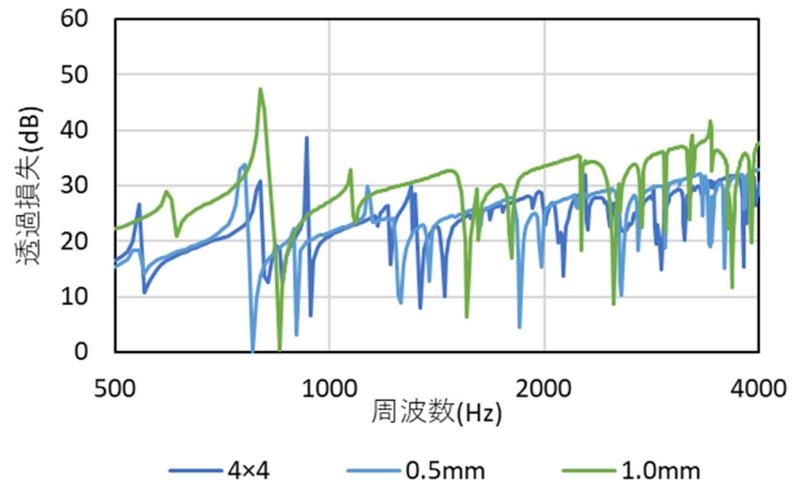


图 45 : 千鳥 4×4

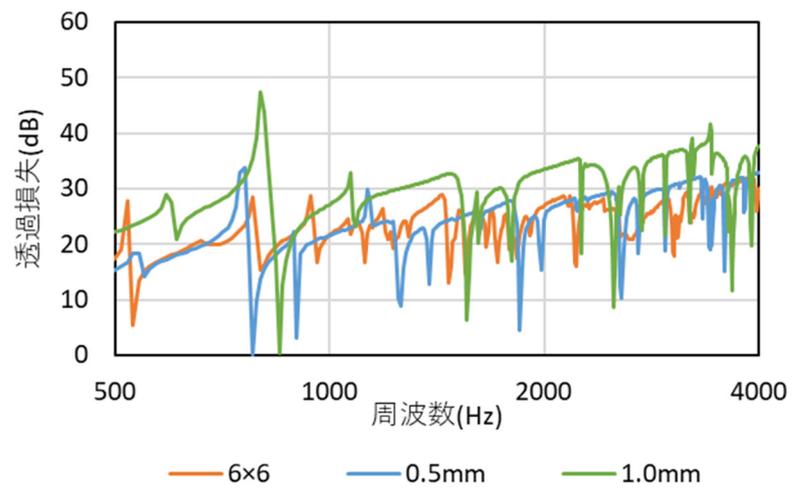


图 46 : 千鳥 6×6

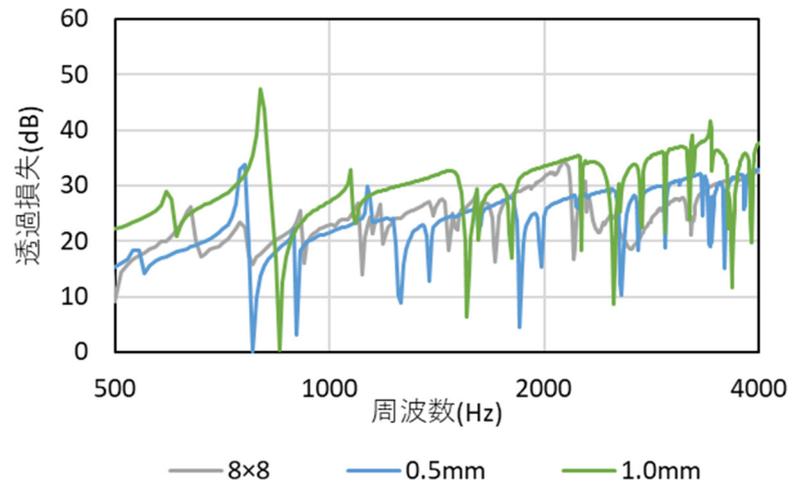


图 47：千鳥 8×8

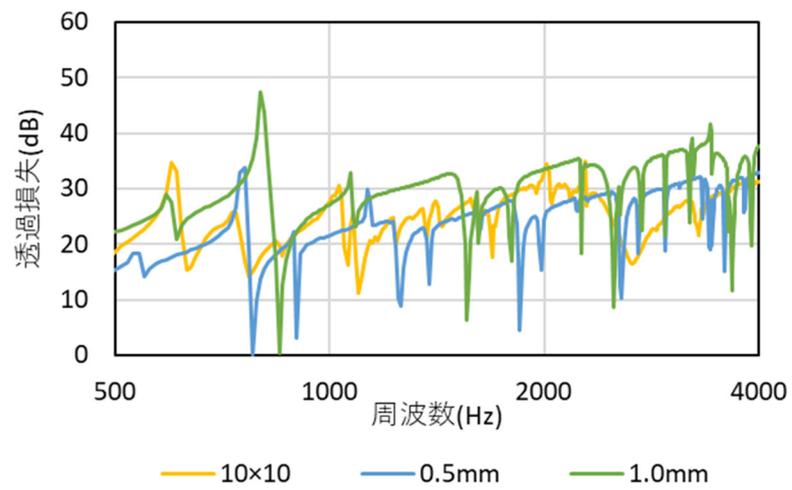


图 48：千鳥 10×10

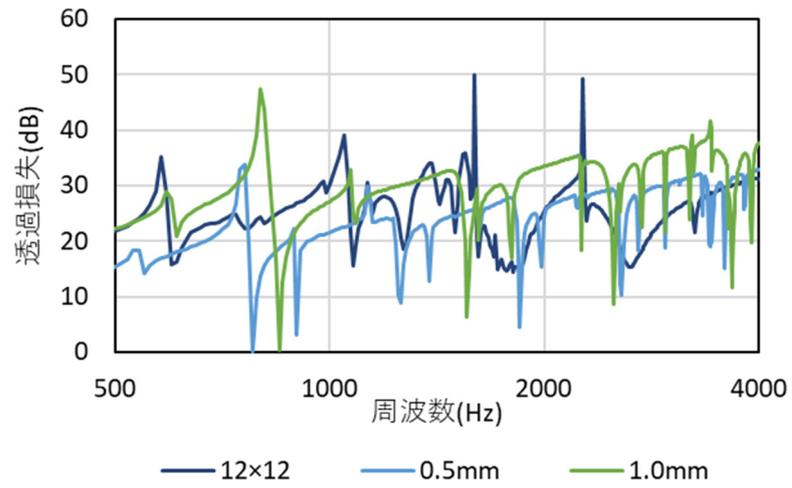


图 49 : 千鳥 12×12

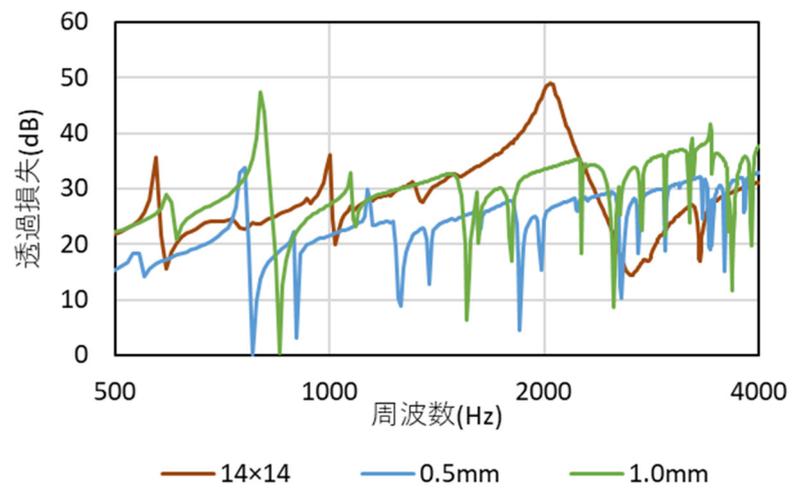


图 50 : 千鳥 14×14

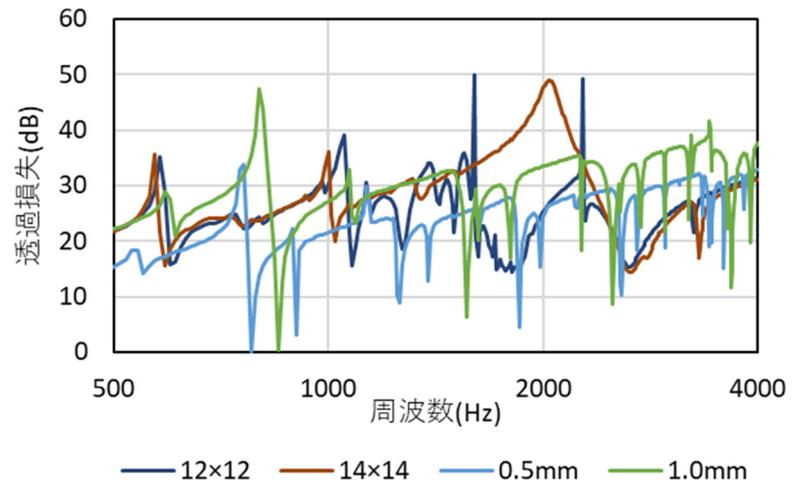


図 51：千鳥 12×12 14×14 比較図

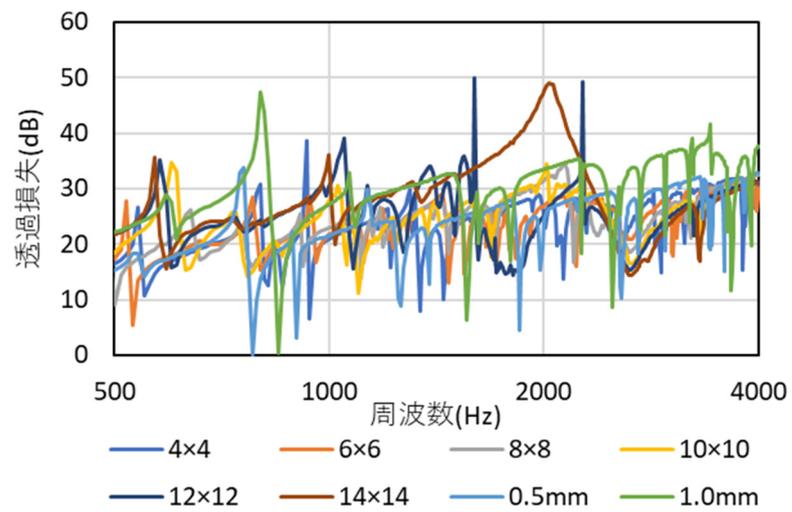


図 52：千鳥 全データ 比較

第3章 考察

3.1 スタブを中心部に置くことへの影響

中心部付近にスタブを置けば、効率良く透過損失を高められるのではないかという仮説は正しかった。ここで、ひし形配置の 10×10 と正方形配置の 10×10 と 12×12 との比較したグラフを図 53 に示す。ひし形配置の方が、正方形配置の 10×10 と 12×12 より大きな透過損失を得ることができることを確認した。加えて、ひし形配置の方がスタブの個数を少なく、高い透過損失を得られた。このことから、正方形のように並べるより、中心部により多くスタブを配置できるひし形配置の方が効率的に透過損失を得られることが確認できた。しかし、ひし形配置の 10×10 でも大きな透過損失を得られたが、正方形配置の 14×14 や千鳥配置の 14×14 より透過損失は小さい値である。よって、中心部にスタブを配置することが最も効率の良い配置ではない。ただ、中心部にスタブを配置することは、大きな透過損失を得ることができる要因の 1 つである。一方で、千鳥配置の 14×14 で高い透過損失を得られたことから、アルミ基板全体にも置く必要がある。すなわち、スタブを設置する面積も大きな透過損失を得るための要員の 1 つであると考えられる。以上より、中心部にスタブを集中でき、かつ、ひし形配置よりアルミ基板にスタブを配置する面積が大きくなる円形配置がより良い透過損失を与える可能性が高いものと推察される。

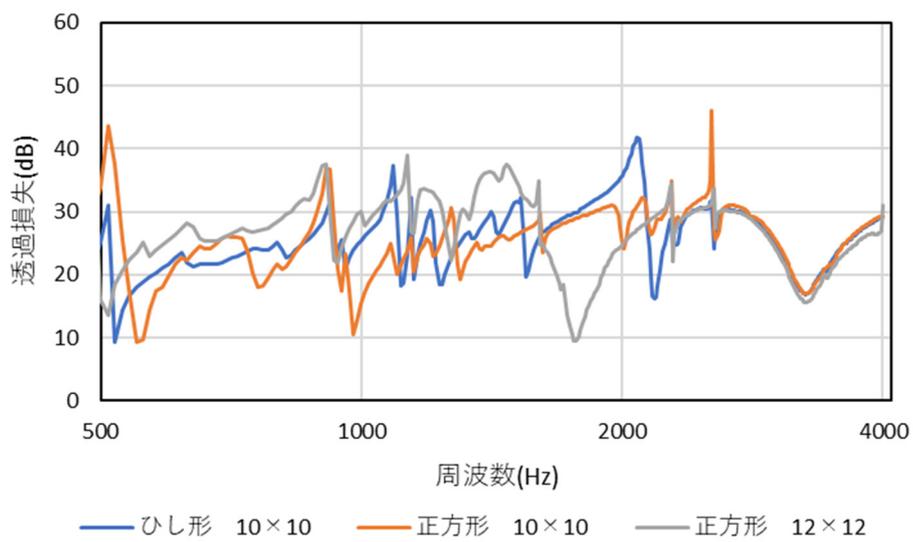


図 53：ひし形と正方形との比較

3.2 スタブの間隔を広げることによる影響

結論から述べると、正方形配置の 14×14 のスタブの個数は過剰であった。ここに、正方形配置の 12×12 と 14×14 、千鳥配置の 14×14 をまとめたグラフを図 54 に示す。正方形配置の 12×12 より千鳥配置の 14×14 の方が 2000 Hz 付近で大きな透過損失の値を示している。これはただ透過損失がより大きな値を示しているだけでなく、千鳥配置の方はスタブの個数が約 50 個少ない状態で効果が出ている。このことから、スタブの間隔を広げることは効率の良い配置の要因の 1 つであることがわかる。ただし、正方形配置の 14×14 と千鳥配置の 14×14 はどちらもアルミ基板全体にスタブを配置したという共通点がある。よって、アルミ基板全体にスタブを配置することも一定の透過損失を得るための条件の 1 つである可能性もある。今回の実験データでは、どちらが一定の透過損失を得るための必要条件であるかを判断することはできなかった。

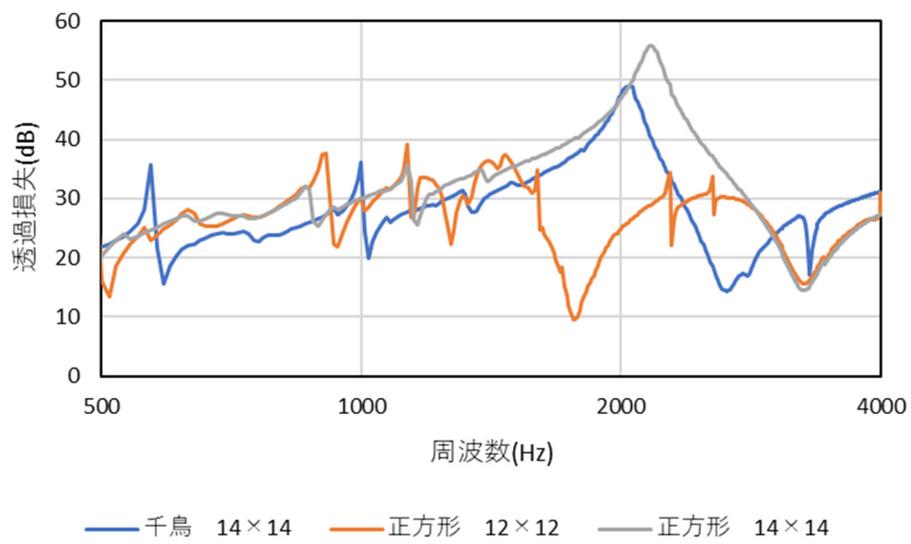


図 54：千鳥配置と正方形配置の比較

3.3 スタブを配置すべき最小個数

今までは、スタブの配置場所やスタブの間隔について言及してきたが、大きな透過損失が得られたひし形配置の 10×10 と千鳥配置の 14×14 はどちらも約100個（正確なスタブの個数は、ひし形配置の 10×10 は100個、千鳥配置の 14×14 は98個）であった。正方形配置の 12×12 では大きな透過損失を得られていないため、一概には言えないが、配置やスタブの間隔を工夫しても（アルミ基板 $300 \text{ mm} \times 300 \text{ mm}$ に対して）スタブを最低100個近く設置する必要があるのかもしれない。今回の実験結果だけでは判断できないため推測にはなるが、スタブの個数は最小で約100個必要だと思われる。

第4章 結論

大きな透過損失を得るためのスタブを配列する最も良い方法を模索した結果、現時点では、アルミ基板全体に互い違いにスタブを配置する千鳥配置が最も良い方法だと言える。しかしながら、千鳥配置では大きな透過損失を得るための条件である「アルミ基板全体にスタブを配置すること」「スタブとスタブの間隔を広げること」は満たしているが、「中心部にスタブを配置すること」を満たしていない。つまり、アルミ基板全体に千鳥配置、かつ、中心部に多くのスタブを配置するような不規則的な配置が最も良い配列だと考えられる。具体的には、千鳥配置でアルミ基板全体にスタブを配置するが、アルミ基板の中心部から周辺部に近づくにつれてスタブの間隔を広げよう配置である。この配置は、上記の3つの条件をすべて満たした配列方法となる。

また、円形配置の可能性について触れる。この配列も上記と同じようにアルミ基板の中心部から周辺部に近づくにつれてスタブの間隔を広げよう配置とすれば、ひし形配置よりアルミ基板全体にスタブを配置でき、かつ、千鳥配置より多くのスタブをアルミ基板の中心部に配列できるため、千鳥配置より大きな透過損失が得られる可能性がある。

これらの不規則な千鳥配置と円形配置の比較と検討を行い、大きな透過損失を得るため上記の3つの条件の真偽を確かめることが今後の展望である。

参考文献

- [1] 現代の製造業にメタマテリアルが必要な理由 | Nature Architects inc. (nature-architects.com)
- [2] 日産自動車、新しい遮音材「音響メタマテリアル」を CES 2020 に出展
<https://global.nissannews.com/ja-JP/releases/release713f3fa78eb391fe47dff6a23b0054d3-200107-01-j>
- [3] 赤坂修一 中山真成 駒村貴裕, Locally resonant 型音響メタマテリアルの 遮音材料への適用, 日本音響学会建築音響研究委員会, 建築音響研究会資料 資料番号 AA2023-35, pp1~7
- [4] Y. Jing, J. Xu, N. Fang, Phys. Lett. A, 376, 2834 (2012)
- [5] G. Ma, M. Yang, Z. Yang, P. Sheng, Appl. Phys. Lett., 103, 011903 (2013).
- [6] S. Xiao, G. Ma, Y. Li, Z. Yang, P. Sheng, Appl. Phys. Lett., 106, 091904 (2015).
- [7] J. J. Park, K. J. Lee, O. B. Wright, M. K. Jung, S. H. Lee, Phys. Rev. Lett., 110, 244302 (2013).
- [8] C. J. Naify, C. M. Chang, G. McKnight, Nutt S. J. Appl. Phys., 108, 114905 (2010).
- [9] J. Mei, G. Ma, M. Yang, Z. Yang, W. Wen, P. Sheng, Nat. Commun., 3, 756 (2012).
- [10] COMSOL Multiphysics® モデリングソフトウェア, <https://www.comsol.jp/>